

УДК 622.242.6

## КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПОТОКУ РІДИНИ В ЩІЛИНІ КЛАПАНА БУРОВОГО НАСОСА

*І.Д.Лівак, І.Ф.Концур, В.М.Большак, В.І.Кобльовський*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 62747,  
e-mail: no@nuing.edu.ua*

*Представлена твердотільна модель клапана бурового насоса. Проведено комп'ютерне моделювання потоку рідини в щілині клапана з використанням експериментальних даних. Виконаний аналіз впливу подачі рідини на висоту підйому тарілки клапана і величину гідродинамічної сили, діючої на тарілку клапана.*

*Ключові слова:* клапан, гідродинамічна сила, висота підйому, буровий насос, клапанний вузол.

*Представлена твердотельная модель клапана бурового насоса. Проведено компьютерное моделирование потока жидкости в щели клапана с использованием экспериментальных данных. Проведен анализ влияния подачи жидкости на высоту подъема тарелки клапана и величину гидродинамической силы, действующей на тарелку клапана.*

*Ключевые слова:* клапан, гидродинамическая сила, высота подъема, буровой насос, клапанный узел.

*The article presents a solid model mud pump valve. Computer modeling of fluid flow in a slit valve using the experimental data. The analysis of the influence of fluid supply to the lift height of the valve disk and the magnitude of the hydrodynamic forces acting on the plate valve.*

*Keywords:* the valve, hydrodynamic force, the chisel pump, valved knot.

За останні роки у процесі буріння глибоких нафтових і газових свердловин широкого застосування набули трипоршневі бурові насоси односторонньої дії [1]. Їх основна перевага полягає у меншій масі і невеликих габаритах у порівнянні з двопоршневими буровими насосами двосторонньої дії. Такі переваги стали можливими в результаті зменшення ходу і збільшення частоти ходів поршнів (підвищення швидкохідності майже у два рази). Однак при цьому умови роботи клапанних вузлів цих насосів різко погіршуються.

На тарілку клапана в процесі її руху діють різного роду сили, які формують закономірність зміни перепаду тиску  $\Delta p$  на поверхні клапана і в щілині. Ці сили можна представити у вигляді

$$\Delta p \cdot f_{\text{екв}} = \sum F, \quad (1)$$

де  $f_{\text{екв}}$  – еквівалентна площа тарілки клапана – площа, при дії на яку епюри тиску, утворюється сила, зрівноважена сумою зовнішніх сил  $\sum F$ .

Сума зовнішніх сил  $\sum F$

$$\sum F = F_c + F(h) - F_d, \quad (2)$$

де  $F_c$  – навантаження, що складається з ваги рухомих частин клапана і пружини в рідині  $G$  і початкового навантаження пружини  $F_0$ .

Навантаження  $F(h)$  є функцією положення тарілки клапана над сідлом і рівне

$$F(h) = K \cdot h, \quad (3)$$

де  $K$  – сумарна жорсткість клапана, що складається із жорсткості пружини  $K_n$  і гідродинамічної жорсткості  $K_r$  від дії гідродинамічної сили  $F_r$

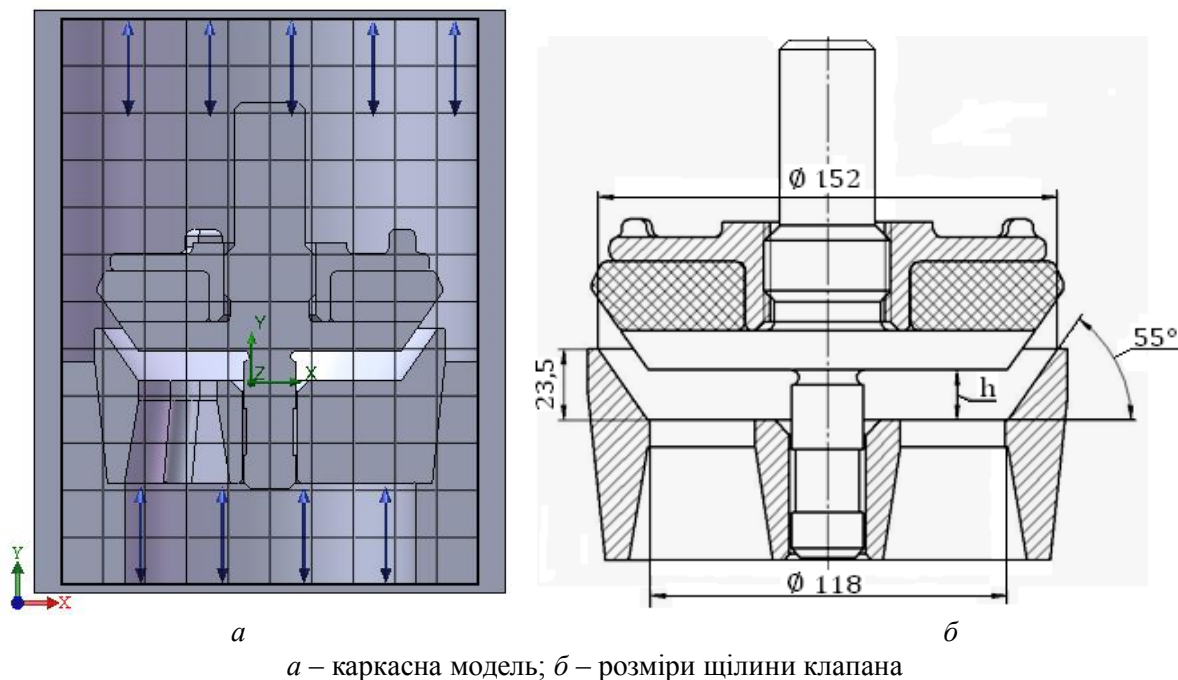
$$K = K_n + K_r.$$

Сила  $F_d$  – представляє алгебраїчну суму сил динамічного походження. Перш за все, це –

сили механічного і гідравлічного тертя, демпфування хвостовиків тарілки клапана в направляючих втулках, інерційні від приєднаної маси рідини, впливу близькості стінок гідрокоробки, натягу гуми тощо. Вивчення впливу цих сил на рух тарілки потребує окремих досліджень і в даній статті не розглядається.

Серед представлених у виразі (2) сил, гідродинамічна сила (реакція потоку рідини в щілині клапана), її залежність від подачі насоса та інших чинників вивчена недостатньо. Виявлення таких залежностей дає змогу уточнити методику розрахунку клапана і насоса на стадії проектування.

Тарілка клапана здійснює осьове переміщення під дією перепаду тиску. Сучасні розуміння характеру епюри перепаду тиску в щілині ґрунтуються на уявленнях про її рівномірний розподіл на поверхні тарілки від центру до периферії у напрямі до щілини. У щілині ж епюра тиску має приблизно трикутну форму, зменшуючись до нуля на виході. Тут, звичайно, йдеться про деяку усереднену епюру, що діє на еквівалентну площу тарілки. Втім, епюра перепаду тиску в щілині клапана має набагато складніший характер і залежить від формування поля швидкостей і поля тиску потоку рідини. Якщо тарілка знаходиться на сідлі, то еквівалентна площа практично збігається з повною площею тарілки. У міру підйому тарілки над сідлом еквівалентна площа зменшуватиметься і, очевидно, змінюватиметься тиск рідини як по висоті так і вздовж щілини. Такі складні гідродинамічні процеси, що мають місце в клапанній щілині, важко піддаються аналітичним розрахункам. Проте засобами сучасних комп'ютерних технологій такі задачі успішно вирішуються.



а – каркасна модель; б – розміри щілини клапана

Рисунок 1 – Клапанний вузол

В роботі проведено дослідження впливу подачі насоса та висоти підйому тарілки клапана на величину гідродинамічної сили методом комп'ютерного моделювання із залученням експериментальних досліджень, отриманих на натурному буровому насосі УНБТ-950.

Величину гідродинамічної сили визначають за формулою [2]

$$F_T = Q \cdot \rho \cdot \left( V_1 - V_2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right), \quad (4)$$

де:  $Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;

$\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$V_1, V_2$  – середня швидкість рідини відповідно перед клапанною щілиною і в самій щілині, м/с;

$\alpha/2$  – кут зміни напрямку руху рідини, вимірюваний як кут між векторами  $V_1$  і  $V_2$  (з достатньою для практичних цілей точністю можна припустити, що цей кут рівний половині кута при вершині конуса клапана).

Епюри швидкостей  $V_1$  і  $V_2$  мають складний характер, особливо, розподіл швидкості  $V_2$  уздовж щілини важко піддається теоретичному і експериментальному визначенню. Утім, можливим є виявлення зміни і величини цих швидкостей за допомогою комп'ютерного моделювання.

Комп'ютерне моделювання проводилось за заданими величинами витрати рідини і тиску на вході і виході клапана для певних висот підйому тарілки. Ці параметри не можуть бути вибрані довільно, а мають відповідати реальним умовам роботи клапана.

Здебільшого, статичні характеристики клапана визначають на окремих лабораторних установках, які не завжди забезпечують умови роботи клапана аналогічні тим, які мають місце в натурних бурових насосах. Конфігурація і

габарити клапанних коробок можуть суттєво відрізнятися від форми натурної гідрокоробки реального бурового насоса, що може призвести до неточності у визначенні характеристик клапана.

Як відомо, статичне проливання клапана може здійснюватися двома способами:

- 1) при жорстко закріпленій тарілці клапана на різних рівнях по висоті відносно сідла;
- 2) в умовах вільно плаваючої тарілки клапана.

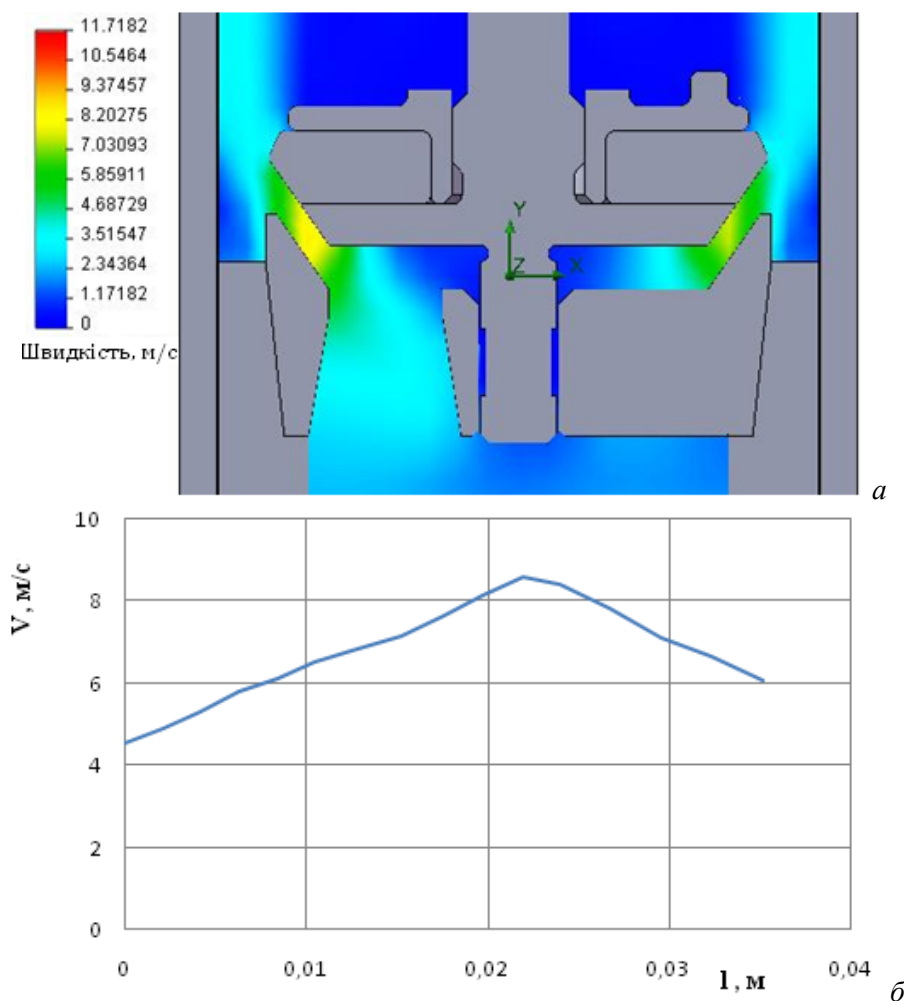
В обох випадках мета експерименту зводиться до визначення характеристик, що будуться за результатами статичних проливів. При цьому задаються різними витратами рідини на вході клапана і заміряють на кожній витраті висоту підйому тарілки та різницю тиску рідини на вході і виході клапана.

У даній роботі визначення статичних характеристик проводили методом статичного проливання вільно плаваючої тарілки середнього вихідного клапана на базі діючого трипоршневого бурового насоса УНБТ-950. Проливання проводилося безпосередньо на зупиненому насосі УНБТ-950 за допомогою встановленого на вході підпірного відцентрового насоса 5МШ-1. Для зменшення завихрень потоку в гідравлічному блоці поршень був встановлений в передньому крайньому положенні. Подача насоса замірялася об'ємним методом за допомогою мірного бака і секундоміра. Висота підйому тарілки клапана фіксувалася за допомогою індуктивного давача з виведенням сигналу на шлейфовий осцилограф.

За об'єкт дослідження був прийнятий клапан №7 (стандарт API Std 7 [1]) типу КСК, який тепер вважається найбільш досконалим (рис.1). Він містить тарілку, на якій за допомогою гайки закріплена манжета краплеподібної форми і

Таблиця 1 – Результати досліджень

№ досліджу	Експериментальні параметри, отримані на насосі УНБТ-950				Розрахункові параметри, отримані за допомогою комп'ютерного моделювання		
	Тиск перед клапаном $P_{вх}$ , Па	Тиск за клапаном $P_{вих}$ , Па	Витрата рідини $Q$ , м <sup>3</sup> /с	Висота підйому тарілки $h$ , мм	Швидкість перед клапанною щілиною $V_1$ , м/с	Швидкість в щілині клапана $V_2$ , м/с	Гідродинамічна сила $F_r$ , Н
1	371672	345292	0,02314	13,6	6	8,3	-87,9
2	293218	268437	0,0203	12,1	5,3	7,6	-18,7
3	174558	155101	0,01472	9,6	4,6	6,6	-11,7
4	126505	108922	0,01154	7,9	3,6	5	-5,7
5	85317	69597	0,00839	6,2	3	3,9	-1,6



а – епюра розподілу швидкостей в клапанній щілині;  
б – графік зміни швидкості протікання рідини вздовж щілини

**Рисунок 2 – Моделювання протікання рідини в клапанному вузлі**

сідло з плоско-конічною опорною поверхнею. Плоска опора в сідлі з центральним направляючим отвором з'єднана ребрами в одне ціле з корпусом сідла. Таке сідло виготовляють штампуванням. У таких конструкціях посадка тарілки на сідло відбувається на міцну плоску опору. Проте гарантована посадка тарілки на плоску опору можлива лише за наявності так званого технологічного зазору між конічними поверхнями тарілки і сідла, який не повинен

перевищувати 0,1 мм. Площа плоскої опори складає 40%, а конічної – 60% від загальної опорної плоско-конічної поверхні. Такі конструктивні особливості дали змогу знизити напруження, що виникають в манжеті в області ущільнюючого зазору, збільшити її міцність, знизити питомі навантаження на опорні поверхні тарілки і сідла, підвищити їх зносостійкість та запобігти прогину тарілки.

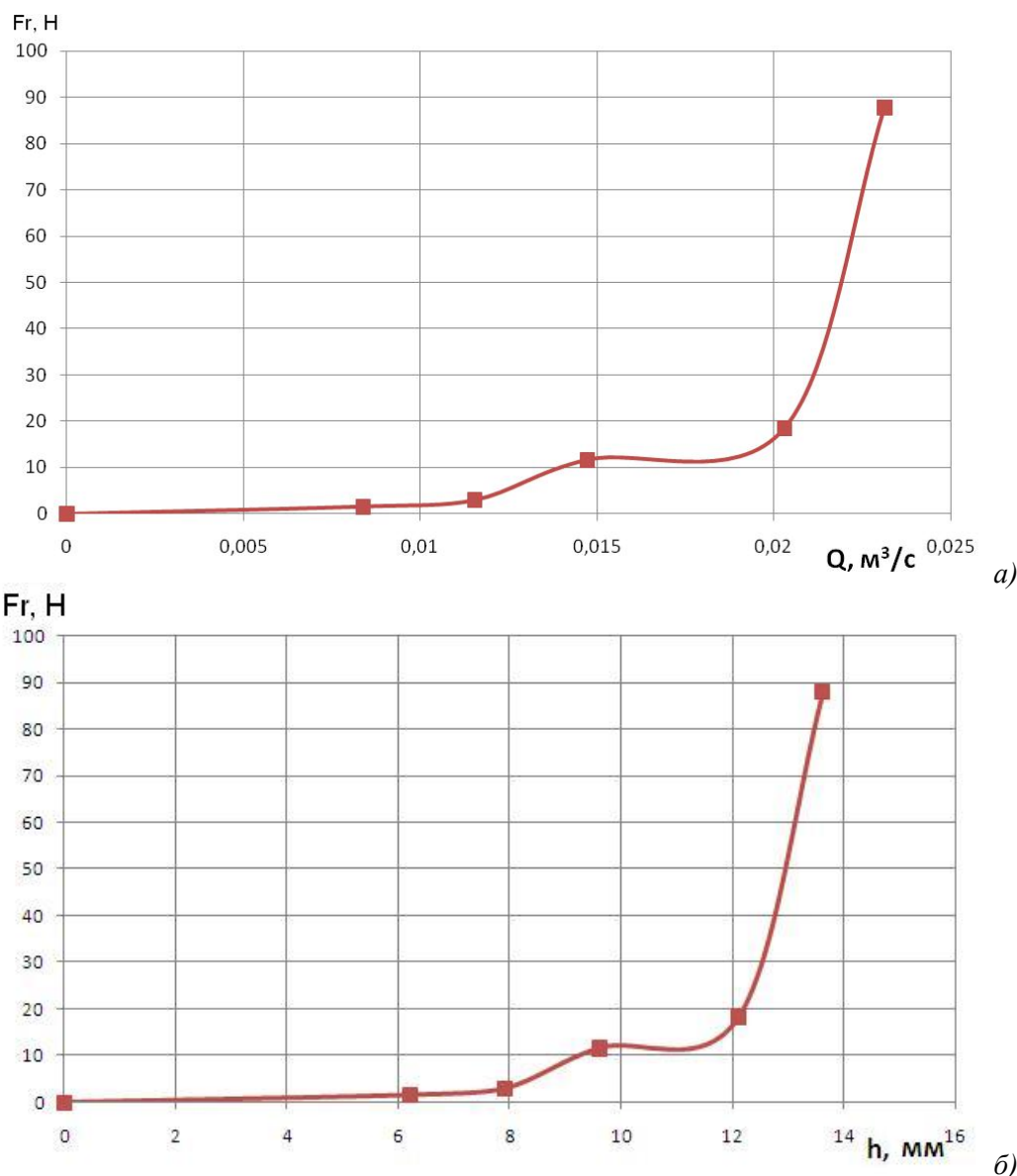


Рисунок 3 – Графічні залежності гідродинамічної сили  $F_r$  від витрати рідини  $Q$  (а) та від висоти підйому тарілки  $h$  (б)

Експериментальні дослідження, комп'ютерне моделювання та розрахунки проведені для п'яти положень тарілки (табл. 1). Знак “—” біля значення параметра  $F_r$  вказує на напрям дії гідродинамічної сили у напрямку закривання клапана. Приклад отриманих епюр розподілу швидкостей в клапанній коробці для висоти підйому тарілки 13,6 мм та графічної залежності розподілу швидкості вздовж щілини вказані на рис. 2.

Швидкість протікання рідини у щілині визначалася у її середній частині. За результатами експериментальних досліджень та комп'ютерного моделювання, у відповідності до виразу (4), побудовано залежності гідродинамічної сили від витрати рідини і висоти підйому тарілки клапана (рис. 3).

Отже, за допомогою експериментальних досліджень та комп'ютерного моделювання, визначено величину гідродинамічної сили, яка

зростає при збільшенні витрати рідини і висоти підйому тарілки. Отримані результати дозволять правильно вибрати жорсткість пружини і уточнити розрахунок клапана.

### Література

- 1 Горонович Л.Н. Современные буровые трехпоршневые насосы / Л.Н. Горонович, И.Д. Ливак. – М.: ВНИИОЭНГ, 1979. – С. 52.
- 2 Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.

Стаття поступила в редакційну колегію  
27.02.10

Рекомендована до друку професором  
В.М.Івасівим